

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公 開 特 許 公 報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平11-11130

(43)公開日 平成11年(1999) 1 月19日

(51)Int.Cl.⁶

B 6 0 G 17/015

識別記号

F I

B 6 0 G 17/015

B

審査請求 未請求 請求項の数2 O L (全 7 頁)

(21)出願番号 特願平9-164436

(22)出願日 平成9年(1997) 6 月20日

(71)出願人 000005326

本田技研工業株式会社
東京都港区南青山二丁目1番1号

(72)発明者 渋谷 秀明

埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会
社本田技術研究所内

(72)発明者 伊沢 正樹

埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会
社本田技術研究所内

(72)発明者 忍田 圭

埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会
社本田技術研究所内

(74)代理人 弁理士 大島 陽一

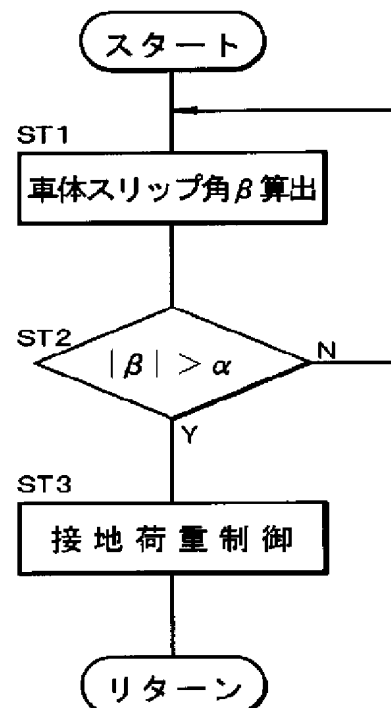
(54)【発明の名称】 接地荷重制御装置

(57)【要約】

【課題】 旋回中の車両における運動制御の安定性を確保する。

【解決手段】 スリップ角センサにより検出したスリップ角から車体スリップ角 β を算出し、その値が所定の範囲 α を超えていた場合には、車体スリップ角を減少させるようにタイヤ接地荷重を制御する。その場合には前輪接地荷重を相対的に減少させれば良く、前輪サスペンションに縮み側の力を発生させるか、または後輪サスペンションに伸び側の力を発生させるか、あるいは両方を行う。

【効果】 接地荷重の変化がタイヤ横力を通じて、ヨーモーメントとして車体スリップ角が減少する方向に働き、その結果、車両の車体スリップ角が所定の設定範囲内に収まり、車両の挙動が安定する。併せてヨーモーメント制御を行う場合には、効果的である。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 ばね上質量とばね下質量との少なくともいずれか一方の運動速度を制御するべく車体と車軸との間の上下方向相対距離を能動的に変化させるためのアクチュエータと、車体スリップ角を認識するための車体スリップ角認識手段とを有し、

前記車体スリップ角が所定の範囲を超えた場合に、前輪の接地荷重を後輪の接地荷重よりも相対的に減少させるように前記アクチュエータによりタイヤ接地荷重を制御することを特徴とする接地荷重制御装置。

【請求項2】 左右輪間に制動力差を生じさせることにより車体のヨーモーメントを制御するヨーモーメント制御手段が設けられ、

前記車体スリップ角が所定の範囲を超えた場合に、さらに前記ヨーモーメント制御手段により、前記車体のスリップ角を減少させる向きに前記ヨーモーメントを働かせるように制御することを特徴とする請求項1に記載の接地荷重制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、旋回中の車両の運動制御に適する接地荷重制御装置に関するものである。

【0002】

【従来の技術】従来、自動車のサスペンションにおける減衰力を自動的に制御するようにした装置があり、例えば特開平3-114914号に開示されているものがある。その装置では、ばね上・ばね下の両者間に流体シリンダを配設し、各流体シリンダへの供給流量を制御することにより車両のサスペンション特性を可変にした所謂アクティブサスペンションを用いている。そのようなアクティブサスペンションを用いて、旋回中の車両の運動制御を理想的に行うべく、理想的な車両挙動となるような規範ヨーレイトを設定しておき、その規範ヨーレイトに対して実際の挙動がずれている場合にはアクティブサスペンションにより接地荷重を制御して上記補正を行うことが考えられる。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、上記したようなヨーレイトフィードバックによる制御にあっては、規範ヨーレイトを任意の路面 μ を想定して設定しているため、実際の路面 μ がそれより高い場合には車両挙動はドリフト傾向になり、また実際の路面 μ が低い場合にはスピン傾向を示し、それぞれ極端な場合には経路逸脱やスピンを起こしてしまうという問題がある。

【0004】また、ヨーレイトや車体スリップ角及び横Gといった車両の状態量を検出し、車両が異常な挙動（ドリフトやスピン）を示した場合には、それらを是正するように、制動力の左右差で旋回特性を調節してヨーモーメントを制御するようにしたものがある。しかしながら、そのヨーモーメント制御はタイヤと路面との摩擦

力に依存するため、例えば過大な車体スリップ角が発生している車両にあっては、制御効果が低下してしまうという問題がある。

【0005】本発明は、このような従来技術に課せられた問題点を解消するべく案出されたものであり、その主な目的は、旋回中の車両における運動制御の安定性を確保し得る接地荷重制御装置を提供することにある。

【0006】

【課題を解決するための手段】このような課題を解決するために、本発明に於いては、ばね上質量とばね下質量との少なくともいずれか一方の運動速度を制御するべく車体と車軸との間の上下方向相対距離を能動的に変化させるためのアクチュエータと、車体スリップ角を認識するための車体スリップ角認識手段とを有し、前記車体スリップ角が所定の範囲を超えた場合に、前輪の接地荷重を後輪の接地荷重よりも相対的に減少させるように前記アクチュエータによりタイヤ接地荷重を制御するものとした。特に、左右輪間に制動力差を生じさせることにより車体のヨーモーメントを制御するヨーモーメント制御手段が設けられ、前記車体スリップ角が所定の範囲を超えた場合に、さらに前記ヨーモーメント制御手段により、前記車体のスリップ角を減少させる向きに前記ヨーモーメントを働かせるように制御すると良い。

【0007】このようにすることにより、車体スリップ角が所定の範囲を超えてスピンなどを起こしそうな場合には、前輪接地荷重を減少させるように、例えば前輪サスペンションのみを縮ませたり、または後輪サスペンションのみを伸ばしたり、あるいはそれら両方を行って、各輪の接地荷重の変化を、タイヤ横力を通じてヨーモーメントとして、車体スリップ角が減少するように作用させることができる。また、左右輪間に制動力差を生じさせて車体のヨーモーメントを制御するヨーモーメント制御手段を用いる場合に、上記アクチュエータによる制御を行うことにより、ヨーモーメント制御手段によるヨーモーメント制御の効果を増大させることができる。

【0008】

【発明の実施の形態】以下に添付の図面に示された具体例に基づいて本発明の実施の形態について詳細に説明する。

【0009】図1は、本発明が適用される能動型懸架装置の要部の概略構成を模式的に示している。車軸と一体をなすタイヤ1は、上下のサスペンションアーム2・3により、車体4に対して上下動可能に支持されている。そして下サスペンションアーム3と車体4との間には、油圧駆動によるリニアアクチュエータ5が設けられている。

【0010】リニアアクチュエータ5は、シリンダ／ピストン式のものであり、シリンダ内に挿入されたピストン6の上下の油室7・8に可変容量型油圧ポンプ9から

供給される作動油圧をサーボ弁10で制御することにより、ピストンロッド11に上下方向の推力を発生させ、これによってタイヤ1の中心（車軸）と車体4との間の相対距離を自由に变化させることができるようになって

【0011】ポンプ9からの吐出油は、ポンプ脈動の除去および過渡状態での油量を確保するためのアキュムレータ12に蓄えられた上で、各輪に設けられたアクチュエータ5に対し、各アクチュエータ5に個々に設けられたサーボ弁10を介して供給される。

【0012】この油圧回路には、公知の能動型懸架装置と同様に、アンロード弁13、オイルフィルタ14、逆止弁15、圧力調整弁16、およびオイルクーラ17などが接続されている。

【0013】なお、サーボ弁10は、電子制御ユニット（ECU）18から発せられる制御信号をサーボ弁ドライバ19を介してソレノイド10aに与えることにより、油圧アクチュエータ5に与える油圧と方向とが連続的に制御されるものであり、車体4とピストンロッド11との接続部に設けられた荷重センサ20、車体4と下サスペンションアーム3との間に設けられたストロークセンサ21、車体側の上下加速度を検出するばね上加速度センサ22、およびタイヤ側の上下加速度を検出するばね下加速度センサ23の信号をECU18で処理した信号に基づいて制御される。

【0014】ECU18においては、ばね上加速度センサ22とばね下加速度センサ23との各信号が目標荷重演算部24に入力している。また、車体進行方向に対する車体の前後方向軸線の傾きである車体スリップ角を検出する車体スリップ角センサを構成する車速センサ31・横加速度センサ32・ヨーレートセンサ33の各信号が車体スリップ角算出部34に入力しており、これらにより、車体スリップ角算出手段が構成されている。

【0015】車体スリップ角算出部34では、上記各センサ31・32・33の信号による車速V、横加速度G、及びヨーレート γ の各値に基づき、車体の進行方向に対する車体の前後方向軸線の傾き角としての車体スリップ角 β を以下の式から、算出している。

$$\beta = \int (\gamma - G/V) dt$$

【0016】そして、車体スリップ角算出部34の出力信号が目標荷重演算部24に入力するようになっており、その目標荷重演算部24では、上記車体スリップ角信号を参照して仮の目標荷重を求め、この値と荷重センサ20の信号との差分を安定化演算部25で処理した後、変位制限比較演算部26でストロークセンサ21の信号を参照してアクチュエータ5のストロークの限界内での制御が行われるようにサーボ弁ドライバ19に与える指令値を調整する。

【0017】また、上記車体スリップ角算出部34からの出力信号は外部のブレーキコントロールユニット35

に入力している。このブレーキコントロールユニット35は、各輪（図では1輪のみ示している）を制御するものであり、車輪のブレーキ36を制御して左右各輪間の制動力を変えることにより、制動力をもってヨーモーメントを制御するものである。

【0018】上記変位制限比較演算部26で調整された指令信号により、目標荷重と実荷重とが等しくなるようにサーボ弁10を駆動してアクチュエータ5にストロークを発生させ、タイヤ接地荷重を増大させる向きの上下加速度を、ばね上質量とばね下質量との少なくともいずれか一方に発生させる。

【0019】次に本発明の原理について説明する。図2のモデルにおいて、

M2：ばね上質量

M1：ばね下質量

Z2：ばね上座標

Z1：ばね下座標

Kt：タイヤのばね定数

Fz：アクチュエータ推力

とし、下向きを正方向とすると、ばね上質量M2並びにばね下質量M1の運動方程式は、それぞれ次式で与えられる。ただし式中の*マークは一階微分を表し、**マークは二階微分を表す。

$$【0020】 M2 \cdot Z2'' = -Fz$$

$$M1 \cdot Z1'' + Kt \cdot Z1 = Fz$$

【0021】従って、タイヤ接地荷重Wは次式で与えられる。

$$【0022】 W = -Kt \cdot Z1 = -Fz + M1 \cdot Z1'' = M2 \cdot Z2'' + M1 \cdot Z1''$$

【0023】つまり接地荷重Wは、ばね上慣性力とばね下慣性力との和となるので、アクチュエータ5の伸縮加速度を制御してばね上質量とばね下質量との少なくともいずれか一方の慣性力を変化させることにより、接地荷重Wを変化させることができる。従って、アクチュエータ5の伸縮加速度を制御することにより、接地荷重Wをタイヤ毎に一時的に増大させることが可能となる。なお、サスペンションストロークを200mmとしてアクチュエータ5に1トンの推力を発生させた場合、約0.2秒間作動させることができる。

【0024】一般的には、アクチュエータの消費エネルギーを節約するために車両重量を支持する懸架スプリングと減衰力発生用ダンパとを併用するが（図3参照）、その場合には、

Ks：懸架スプリングのばね定数

C：ダンパの減衰係数

とすると、ばね上質量M2並びにばね下質量M1の運動方程式は、それぞれ次式で与えられる。

$$【0025】 M2 \cdot Z2'' + C \cdot (Z2' - Z1') + Ks \cdot (Z2 - Z1) = -Fz$$

$$M1 \cdot Z1'' + C \cdot (Z1' - Z2') + Ks \cdot (Z1 - Z2)$$

$$+K_t \cdot Z_1 = F_z$$

【0026】従って、タイヤ接地荷重 W は次式で与えられる。

$$\begin{aligned} \text{【0027】} W = & -K_t \cdot Z_1 = -F_z + M_1 \cdot Z_1^{**} + C \\ & \cdot (Z_1^* - Z_2^*) + K_s \cdot (Z_1 - Z_2) = M_2 \cdot Z_2^{**} + \\ & M_1 \cdot Z_1^{**} \end{aligned}$$

【0028】つまり接地荷重 W は、上記と同様に、アクチュエータの伸縮加速度を制御することによって変化させることができることが分かる。

【0029】実際の車両の慣性力は、上下方向運動のみならず、ローリング運動およびピッチング運動によっても発生する。ここではばね上質量の重心点を通る各軸回りの回転運動を、

ロールレイト： ϕ

ピッチレイト： θ

ヨーレイト： γ

とし、重心位置を基準とした前後方向中心線と左右方向中心線から各輪の接地中心までの距離をそれぞれ L_f 、 L_r 、 $T_f/2$ 、 $T_r/2$ とし（図4参照）、各輪のアクチュエータの推力を、 F_{z1} （前左）、 F_{z2} （前右）、 F_{z3} （後右）、 F_{z4} （後左）とし、力、モーメント、並びに座標系の向きを図5に示すものとすれば、ローリングモーメントは、

$$M_x = T_f/2 \cdot (-F_{z1} + F_{z2}) - T_f/2 \cdot (-F_{z3} + F_{z4})$$

となり、ピッチングモーメントは、

$$M_y = L_f \cdot (-F_{z1} - F_{z2}) - L_r \cdot (-F_{z3} - F_{z4})$$

となる。

【0030】また、

ローリング慣性モーメント： I_x

ピッチング慣性モーメント： I_y

とすれば、ローリング慣性力は、

$$I_x \phi^* = M_x = T_f/2 \cdot (-F_{z1} + F_{z2}) - T_f/2 \cdot (-F_{z3} + F_{z4})$$

となり、ピッチング慣性力は

$$I_y \theta^* = M_y = L_f \cdot (-F_{z1} - F_{z2}) - L_r \cdot (-F_{z3} - F_{z4})$$

となる。

【0031】さらに上下運動の慣性力は、

$$M_2 \cdot Z_2^{**} = -F_{z1} - F_{z2} - F_{z3} - F_{z4}$$

となり、これらの慣性力の少なくとも1つを制御することにより、ローリング運動およびピッチング運動を含む場合の接地荷重も、各タイヤについて個々に制御できることが分かる。なお、従来のものは、4輪に荷重を配分するため、ローリング慣性力、ピッチング慣性力、並びに上下運動の慣性力は発生せず、これらの値は0となる。

【0032】上記実施例は、アクチュエータとして油圧駆動のシリンダ装置を用いるものを示したが、これはリニアモータ或いはボイスコイルなどの如きその他の電気

式の推力発生手段を用いても、あるいはカム機構やばね手段を用いて加速度を発生させても、同様の効果を得ることもできる。

【0033】次に、本発明に基づき上記アクチュエータ5を用いて、旋回中の車体スリップ角の過大による車両の挙動不安定状態になることを防止する制御を図6のフロー図に基づいて以下に示す。第1ステップST1において、前記したように、各センサ31・32・33に基づき車体スリップ角算出部34で車体スリップ角 β を算出する。

【0034】次の第2ステップST2では、第1ステップST1で算出した車体スリップ角 β の大きさが所定の範囲 α を超えているか否かを判別する。車体スリップ角 β が所定の範囲 α 内に収まっている場合には第1ステップST1に戻り、所定の範囲 α を超えている場合には第3ステップST3に進む。

【0035】第3ステップST3に進んだ場合には、車体スリップ角 β が過大である場合であることから、車体スリップ角 β を減少させるように、アクチュエータ5により接地荷重を制御する。接地荷重を制御して車体スリップ角を減少させるためには、前輪の接地荷重を減少させる。

【0036】その場合には、まず、目標荷重演算部24で車体スリップ角を減少させるための荷重を演算し、ばね上加速度センサ22とばね下加速度センサ23との各信号を参照して、内部的に求めた仮の目標荷重信号を、荷重センサ20の信号をフィードバックして安定化演算部25に入力する。その安定化演算部25の出力信号とストロークセンサ21の信号とを変位制限比較演算部26にて比較することにより、サスペンション変位の限界内で制御が行われるように調整する。そして、変位制限比較演算部26の信号出力によりサーボ弁ドライバ19を介してサーボ弁10を制御して、前輪の接地荷重を減少させるように、アクチュエータ5を駆動して所望の接地荷重を発生させ、それにより車体スリップ過大状態からの復帰を行う。

【0037】なお、前輪の接地荷重を減少させるためには、前輪サスペンションに縮み側の力を発生させるか、または後輪サスペンションに伸び側の力を発生させるか、あるいはそれら両方を行うようにしても良い。このようにすることにより、接地荷重の変化がタイヤ横力を通じて、ヨーモーメントとして車体スリップ角が減少する方向に働き、その結果、車両の車体スリップ角が所定の設定範囲内に収まり、車両の挙動が安定する。

【0038】また、左右輪のブレーキ力に差を生じさせることにより、ヨーモーメントの制御を行うことができ、それにより車体スリップ角が大きくなった時にそれを減少させることができる。しかしながら、図7(a)に示されるように、車体進行方向（図の矢印A）に対してタイヤスリップ角 b （車体スリップ角 β に対応）が小

さい場合には、ブレーキ力によるコントロール幅BCが比較的大きいが、図7(b)に示されるようにタイヤスリップ角 θ が大きい場合には、コントロール幅BCが比較的小さくなってしまふ。

【0039】それに対して、本発明によれば、上記接地荷重制御を併せることにより、上記部ブレーキ力によるヨーモーメント制御をより一層好適に行うことができる。その制御の一例を図8のフロー図を参照して以下に示す。

【0040】図8において、まず第11ステップST11では車両挙動に異常が生じたか否かを判別する。これは、例えば図示されないヨーレートセンサや横Gセンサなどの検出値により、車両のヨー変化を判断することができる。車両挙動に異常が生じたと判断されたら第12ステップST12に進み、第12ステップST12では、上記検出結果に基づいて前記したようにブレーキコントロールユニット35によりブレーキ36を制御してヨーモーメント制御を行う。

【0041】そして、次の第13ステップST13から第15ステップST15までにより、前記第1ステップST1から第3ステップST3までと同じ制御を行う。したがって、車体スリップ角の減少制御だけではなく、ヨーモーメント制御も併せて行うことから、例えば最初のサイクルにおいて接地荷重制御を行っても車体スリップ角が所定範囲内に収まらなかった場合でも、次のサイクルでヨーモーメント制御を行うことから、その際のスリップ角が図7(a)に示されるように小さくなって、より大きなブレーキコントロール幅 b にてヨーモーメント制御を行うことができ、車両挙動の異常を好適に正常に戻すことができる。

【0042】なお、本出願の趣旨を逸脱しない範囲で、使用しているセンサを簡素化することができる。例えば本実施例ではセンサが冗長構成されているが、ストロークセンサ21を廃止し、ばね下加速度センサ23・ばね上加速度センサ22・ばね下質量・ばね上質量をそれぞれ掛け合わせたものを引き算することで、荷重センサ20を廃止することも可能である。また、荷重センサ20とストロークセンサ21とから状態推定器を構成し、ばね下加速度及びばね上加速度を求めることも可能である。

【0043】また、本具体例では、車速・横加速度・ヨーレートの各センサ31・32・33の信号により車体スリップ角やタイヤスリップ角を算出するようにしたが、車体にスリップ角検出手段を設けて、車体スリップ角を直接的に検出するようにしても良い。このように、必要に応じて適宜システム構成を変化させることが可能であり、また、図1のECUはデジタル・アナログ・ハイブリッドの何れでも実現可能である。

【0044】

【発明の効果】このように本発明によれば、車体スリッ

プ角を所定の範囲内に収めることができ、極端なドリフト傾向やスピン傾向が発生しなくなり、また、ヨーモーメント制御を併せて行うことにより、互いに車体スリップ角を減少させる制御を行うことから、ヨーモーメント制御及び車体スリップ角減少制御の効果を増大させることができ、旋回中の車両における運動制御の安定性を確保し得る。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明が適用される能動型懸架装置の概略システム構成図。

【図2】本発明の原理を説明するためのモデル図

【図3】一般的な能動型懸架装置のモデル図。

【図4】車体重心位置と接地位置との関係を示す説明図。

【図5】力、モーメント、並びに座標系の向きの関係を示す説明図。

【図6】本発明に基づく制御を示すフロー図。

【図7】(a)は、タイヤスリップ角が小さい場合を示す模式図であり、(b)は、タイヤスリップ角が大きい場合を示す模式図である。

【図8】本発明に基づく別の制御を示すフロー図。

【符号の説明】

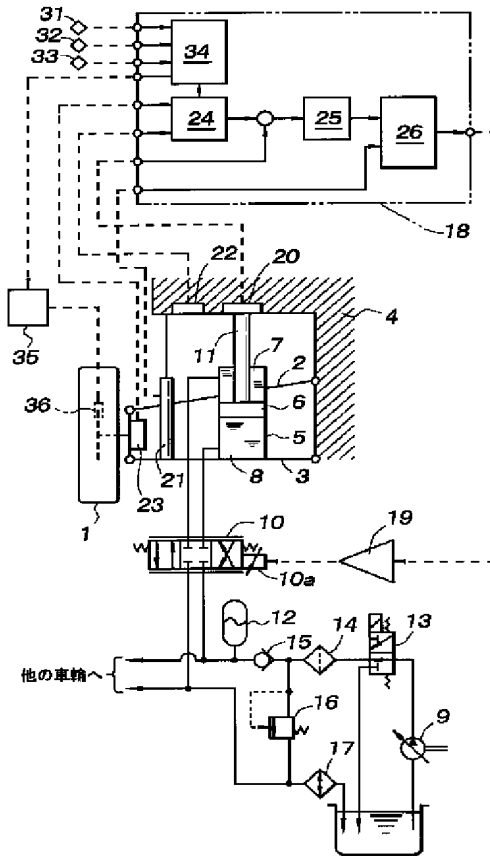
- 1 タイヤ
- 2 上サスペンションアーム
- 3 下サスペンションアーム
- 4 車体
- 5 アクチュエータ
- 6 ピストン
- 7・8 油室
- 9 油圧ポンプ
- 10 サーボ弁
- 11 ピストンロッド
- 12 アキュムレータ
- 13 アンロード弁
- 14 オイルフィルタ
- 15 逆止弁
- 16 圧力調整弁
- 17 オイルクーラ
- 18 電子制御ユニット(ECU)
- 19 サーボ弁ドライバ
- 20 荷重センサ
- 21 ストロークセンサ
- 22 ばね上加速度センサ
- 23 ばね下加速度センサ
- 24 目標荷重演算部
- 25 安定化演算部
- 26 変位制限比較演算部
- 31 車速センサ
- 32 横加速度センサ
- 33 ヨーレートセンサ

34 車体スリップ角算出部

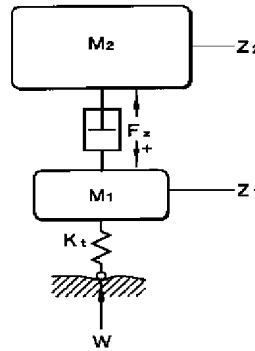
36 ブレーキ

35 ブレーキコントロールユニット

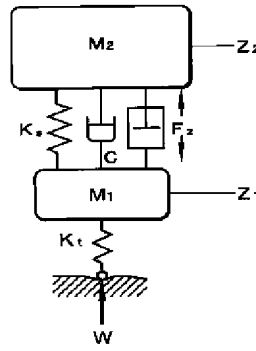
【図1】



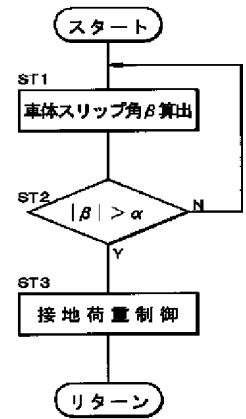
【図2】



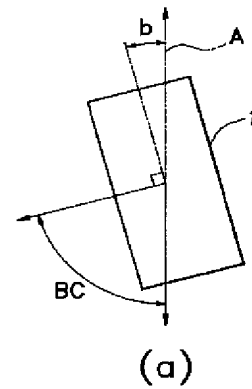
【図3】



【図6】

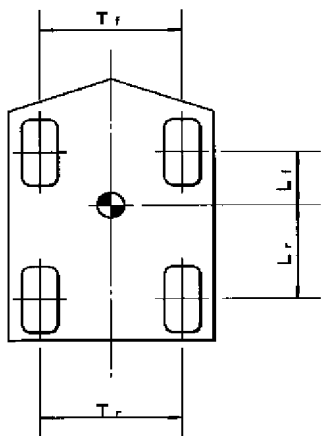


【図7】

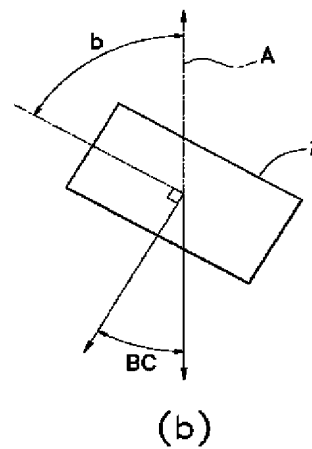
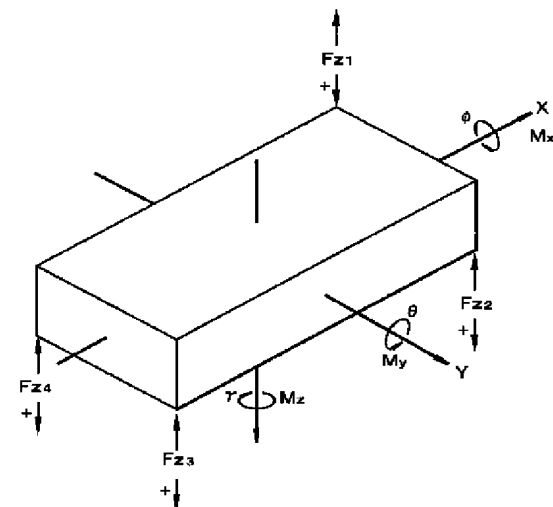


(a)

【図4】



【図5】



(b)

【図 8】

